

Список літератури

1. Лоханова Н.А. Проблеми класифікації об'єктів бухгалтерського обліку // Вісник соціально-економічних досліджень. Збірник наукових праць. Вип.7 Одес. держ. екон. ун-т. – Одеса: АТЗПІРЕНТТ, 2000. - С. 225-229
2. Макаров В.Г. Теорія бухгалтерського учета. – 2-е узд., перераб. и доп. – М.: Финансы, 1975. – 296с.
3. Моисеенко Г.И. Теория бухгалтерского учета: Учеб.пособие. – М.: Финансы, 1979. -232с.
4. Кузьмінський А.М., Кузьмінський Ю.А. Теорія бухгалтерського обліку: Підруч. - К.: Все про бухгалтерський облік, 1999. -288с.
5. Паламарчук О.І. Принципи і форми інтеграції функції обліку в посиленні економічної безпеки промислових підприємств: Автореф. дис....канд.екон.наук: 08.06.04. – Луганськ: 2001.- 17с.

В.Фомин

Процессно-ресурсный подход к классификации объектов контроля на масложировых предприятиях

В статье представлена классификация объектов внутреннего контроля с использованием процессно-ресурсного подхода на примере предприятий масложировой отрасли, в результате чего выделены три классификационные группы – хозяйственные процессы, ресурсы и экономические показатели деятельности.

V.Fomin

Protsessno-resursny the approach to classification of objects of the control on the enterprises

In article classification of objects of the internal control with use of the processno-resource approach on an example of the enterprises is presented therefore three classification groups - economic processes are allocated, resources and economic indicators of activity.

Одержано 31.05.11

УДК 621.9.06-112

А.Л. Небога, магістрант гр. МВ-10-МБ, А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Синтез математичної моделі умов функціонування пінольних механізмів з двома циліндричними напрямними різних діаметрів

Приведено просторову схему навантаження пінольного механізму з двома циліндричними напрямними різного діаметру. Запропоновано нову математичну модель функціонування даних пінольних механізмів.

схема навантаження, математична модель, пінольний механізм, точність, навантажувальна здатність

Проблема підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів технологічного обладнання внаслідок їх конструктивних особливостей стоїть особливо гостро. Дослідженнями було встановлено, що одночасного підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів можна досягти шляхом контрольованого поділу сили подачі на радіальну і осьову складові [1]. За раціональних умов навантаження досягається притиснення пінолі по всій довжині активної ділянки напрямних, що призводить до суттєвого зменшення контактних тисків і усунення

перекоосу пінолі. Однак дані твердження справедливі для випадку гладкої пінолі, розміщеної в суцільній напрямній [2]. Використання двох напрямних різного діаметру змінює схему розподілу контактних тисків в напрямних. Таким чином, постає питання вивчення впливу конструктивно-геометричних параметрів пінольного механізму на його вихідні характеристики за зміненої схеми навантаження, що потребує створення нової математичної моделі.

Завданням даної роботи є розробка на основі просторової схеми навантаження пінольного механізму з двома циліндричними напрямними різного діаметру математичної моделі його функціонування.

Умови функціонування будь-якого механізму визначаються схемою його навантаження [3]. Для опису розташування діючих на пінольний механізм сил введемо прямокутну систему координат ISO. За початок координат візьмемо точку посередині між крайніми торцями передньої та задньої напрямних. Вісь Z сумістимо з віссю отворів напрямних, а за додатній напрямок візьмемо напрямок вектору руху подачі при здійсненні процесу обробки (рис. 1).

Вісь X розміщуємо перпендикулярно осі Z горизонтально (подальші пояснення стосуються положення вузла, зображеного на рис. 1). Вісь Y розміщуємо перпендикулярно осям Z і X , вертикально з додатнім напрямком осі вгору, при цьому вісь X буде направлено вправо. Радіус передньої напрямної – r_1 , задньої – r_2 , відстань між їх крайніми зовнішніми торцями – L . З боку процесу обробки на пінольний механізм діє рівнодіюча сила (технологічне навантаження) P , осьова складова якої розміщена з ексцентриситетом a_P відносно осі Z та направлена протилежно її додатному напрямку, а радіальна складова даної сили розміщена у площині, паралельній площині XOY . Відстань між цими двома площинами складає b_P , а кут між площиною, що проходить через вектор сили P та вісь напрямних, і площиною XOZ складає α_P . Кут між технологічним навантаженням P та віссю напрямних складає β_P . З боку привода подачі на пінольний механізм діє сила подачі F , осьова складова якої розміщена з ексцентриситетом a_F відносно осі Z та направлена в сторону, що співпадає з її додатнім напрямком. Радіальна складова сили подачі розміщена у площині, паралельній площині XOY . Відстань між цими двома площинами складає b_F , а кут між площиною, що проходить через вектор сили F та вісь напрямних, і площиною XOZ складає α_F . Кут між силою подачі F та віссю напрямних складає β_F .

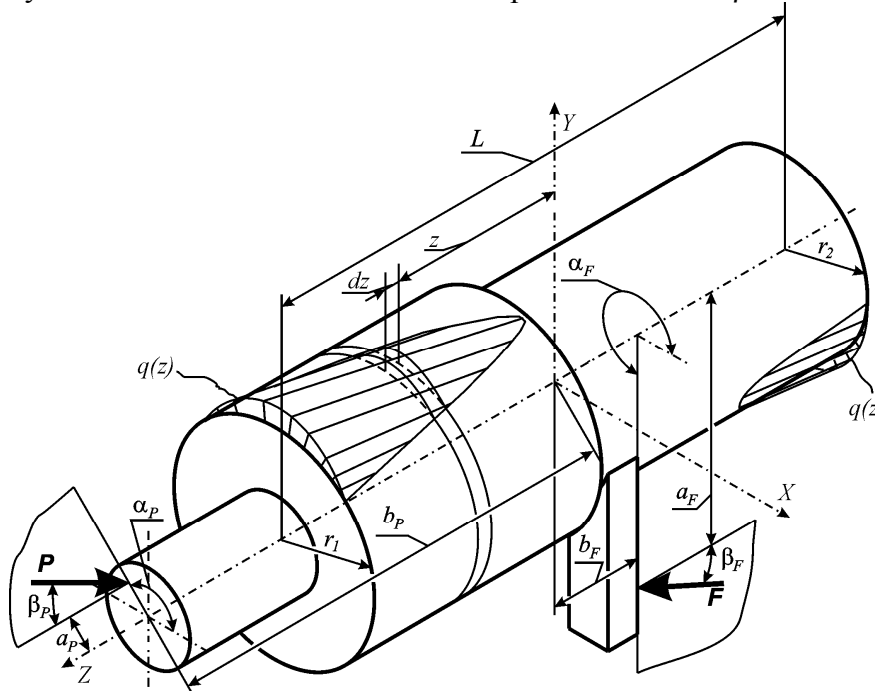


Рисунок 1 – Схема навантаження пінольного механізму

Технологічне навантаження та сили подачі будемо називати навантажуючими силами. Під їх дією виникає контактний тиск, що представляє собою розподілене на поверхні пінолі навантаження. Для його визначення піноль в межах довжини напрямної розіб'ємо на елементарні диски товщиною dz , оскільки відлік проводиться вздовж осі Z . На кожний такий елементарний диск діє розподілене по дузі навантаження, рівнодіюча якого дорівнює q . Картина деформації такого диска зображена на рис. 2.

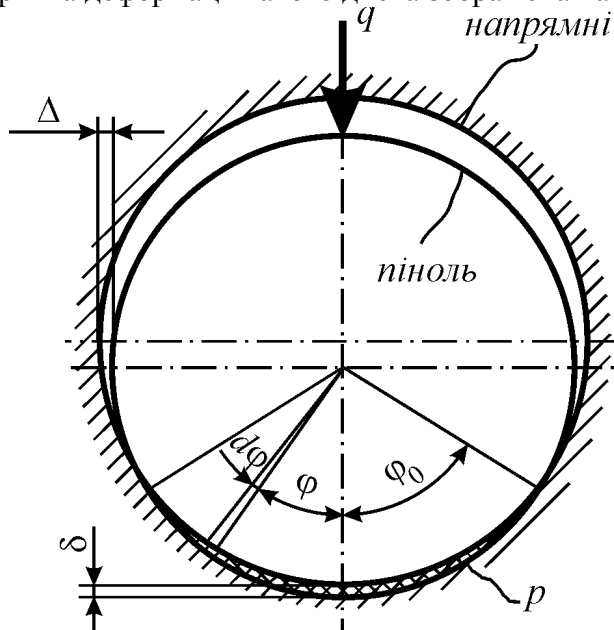


Рисунок 2 – Схема розрахунку контактних деформацій напрямних в площині, нормальній до їх осі

Приймаємо, що рівнодіюча розподіленого навантаження q діє по осі симетрії даного навантаження та перетинає вісь пінолі. Максимальна деформація δ , що її зазнає елементарний диск товщиною dz , співпадає з розташуванням рівнодіючої q . Взаємне положення точок відрізка проекції осі пінолі та кола з радіусом Δ визначає величину максимальної деформації δ , яку зазнають напрямні в елементарному диску товщиною dz , що взятий відповідно до координати z розташування точки на проекції осі пінолі. Якщо відстань від вказаної точки до центра кола більша, ніж зазор Δ , то напрямні у даному перерізі зазнають контактної деформації максимальною величиною δ , у протилежному випадку контактна деформація відсутня. Величина максимальної деформації δ у кожному перерізі пінолі змінна у межах довжини напрямних, відповідно буде змінюватися і рівнодіюча q , тому величини δ і q необхідно записувати як функцію, що залежить від координати z :

$$q_i(z) = \frac{4r_i\Delta^2}{3c^2} \left(\frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right)^2 \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right)^2} + \frac{2r_i\Delta^2}{3c^2} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right)^2} - \frac{2r_i\Delta^2}{c^2} \left(\frac{\delta(z)+\Delta}{\Delta} \right) \arccos \left(\frac{\Delta}{\delta(z)+\Delta} \right),$$

де r_i – радіус напрямної (для передньої напрямної індекс 1, для задньої – 2); Δ – радіальний зазор між піноллю і напрямними, c – коефіцієнт пропорційності степеневі залежності між контактними тисками і деформаціями.

Для визначення величини максимальної деформації δ та встановлення закону її зміни по координаті z розглянемо положення осі пінолі в двох взаємоперпендикулярних площинах, що перерізають вісь Z (рис. 3).

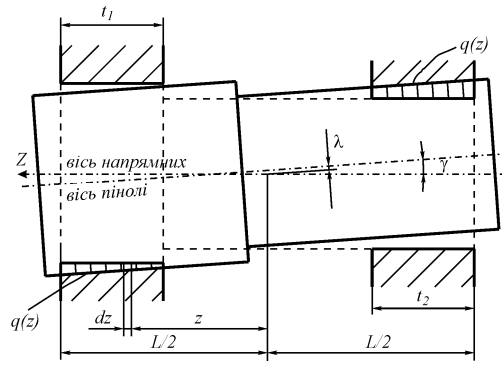


Рисунок 3 – Схема розрахунку контактних деформацій напрямних в повздовжніх площинах

У площині XOZ положення точок осі пінолі визначається рівнянням прямої $x = \lambda_x + \gamma_y z$, у площині YOZ – $y = \lambda_y + \gamma_x z$, де λ – зміщення осі пінолі по осі у початковому перерізі; γ – кут нахилу осі пінолі навколо осі у розглядаємій площині.

Довжину передньої напрямної позначимо t_1 , задньої – t_2 . В межах цих ділянок відстань між віссю пінолі та віссю Z у кожному перерізі, що визначається координатою z , відповідає геометричній сумі координат точок осі пінолі у площині XOY , а деформація δ визначатиметься як функція по координаті z за наступних умов:

$$\delta(z) = \begin{cases} \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta, & \text{якщо } \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta > 0 \\ 0, & \text{якщо } \sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2} - \Delta < 0 \end{cases}$$

Контактні тиски є реактивним навантаженням, що повинно бути врівноваженим прикладеними зовні до пінолі силами та моментами. Проекції контактних тисків на вісь X і Y та їх моменти відносно цих же осей рівні інтегралам від проекцій рівнодіючої $q_i(z)$ та моментів від цих проекцій в межах довжин напрямних на проміжку від $-L/2$ до $-L/2 + t_2$ та від $+L/2$ до $+L/2 - t_1$. Результат представлено системою залежностей:

$$\begin{aligned} & -P \sin \beta_P \cos \alpha_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F = \\ & = \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\ & -P \sin \beta_P \sin \alpha_P - F \sin \beta_F \sin \alpha_F = \\ & = \int_{L/2-t_1}^{L/2} q(z) \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q(z) \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \\ & -P \cos \beta_P + F \cos \beta_F - \mu \int_{L/2-t_1}^{L/2} |q_1(z)| dz - \mu \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} |q_2(z)| dz = 0; \\ & P \sin \beta_P \sin \alpha_P b_P - P \cos \beta_P \sin \alpha_P a_P + F \sin \beta_F \sin \alpha_F b_F + F \cos \beta_F \sin \alpha_F a_F = \\ & = \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz - \\ & - \mu \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz - \mu \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot \frac{\lambda_y + \gamma_x z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -P \sin \beta_P \cos \alpha_P b_P + P \cos \beta_P \cos \alpha_P a_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F b_F - F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F = \\
& = \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \\
& + \mu r_1 \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \mu r_2 \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz.
\end{aligned}$$

Дана система залежностей представляє собою шукану математичну модель функціонування пінольного механізму з двома циліндричними напрямними різного діаметра.

Список літератури

1. Гречка А.І. Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.03.01 / А.І. Гречка. – Кіровоград, 1998. – 20 с.
2. Гречка А.І. Новий критерій балансу між точністю та навантажувальною здатністю пінольних механізмів / А.І. Гречка, А.М. Кириченко // Вісник КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2009. – № 6 – С. 110-114.
3. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – [2-е изд., перераб.]. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.

Одержано 25.05.11

УДК 621.9.06-112

Г.С. Попов, магістрант гр. МВ-10-МБ, А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичне дослідження впливу форми поперечного перерізу напрямних пінольних механізмів на їх вихідні характеристики

В статті у стислій формі представлені математичні моделі умов функціонування пінольних механізмів з трапецієвидною та ромбовидною формами напрямних та проведено аналіз впливу таких форм поперечного перерізу на вихідні характеристики даних механізмів.
пінольний механізм, форма напрямних, показник ефективності

Перекошене положення в них пінолі, яке притаманне пінольним механізмам з традиційними схемами навантаження, значно знижує як точність, та і навантажувальну здатність силових вузлів. На вирішення цієї задачі розроблені критерії, що дозволяють встановити необхідні співвідношення між навантажувальною здатністю і точністю положення вихідного органу приводу подачі, визначити раціональні значення вказаних характеристик та параметрів пінольного механізму для забезпечення максимальної ефективності роботи силового вузла. В той же час пінольні механізми з призматичними напрямними є невивченими з даної точки зору. Таким чином поширення відомого